

# 압력 평형형 베인 펌프의 가동 압력판 변형에 관한 연구

## A Study on the Deformation of the Moving Pressure Plate in a Balanced Type Vane Pump

\*한 동 철, \*\*조 명 래, \*\*박 신 희, \*\*\*최 상 현

\*서울대학교 기계설계학과

\*\* 서울대학교 대학원

\*\*\* 서울대학교 터보 동력기계 연구소

\*Dong-Chul Han, \*\*Myung-Rae Cho, \*\* Shin-Hee Park, \*\*\*Sang-Hyun Choi

\*Professor, Dep. of Mech. Design & Production Engineering, Seoul National University

\*\* Graduate Student, Dep. of Mech. Design & Production Engineering, Seoul National University

\*\*\* Turbo & Power machinery Research Center, Seoul National University

### Abstract

This paper presents the deformation characteristics of the moving pressure plate in a balanced type vane pump that widely used automotive power steering systems. Moving pressure plate can control the clearance between rotor and plate in accordance with load pressure variation; it always guarantees that pump to have optimal volumetric efficiency. In this paper, firstly, we calculate the acting force on the pressure plate, which is used to determine the angular position and load condition for analyzing the deformation of pressure plate. Secondary, finite element method is used for the deformation analysis. As results of acting force analysis, it is found that maximum difference of forces occurs at angular position  $28^\circ$  from the small arc center of cam ring and load pressure is a dominant factor to affect acting force variation. The deformation of pressure plate increases as load pressure increases. At high load pressure, the deformation of pressure plate becomes larger than the initial clearance between rotor and plate. Therefore, it is required to design the plate for controlling the deformation.

**Key Words:** Deformation, Moving Pressure plate, Vane Pump, Volumetric Efficiency, Finite Element Method

### 1. 서 론

차량용 조향 장치의 동력원으로 널리 이용되고 있는 압력 평형형 베인 펌프는 로

터와 베인, 캠 링 그리고 측판(side plate)과 압력판(pressure plate)로 구성되어 있다. 이들 요소 중 압력판은 그 역할에 따라 고정 압력판(fixed pressure plate) 및 가동 압력판(moving pressure plate)으로 구분된다.

고정 압력판은 커버에 의해 압력판이 펌프 몸체에 고정되어 있는 형식으로 토출 압력의 변화에 상관없이 로터와 압력판 사이의 틈새가 항상 일정하게 유지된다. 그러나 토출 압력이 증가함에 따라 압력판과 로터 사이의 누설 유량이 증가하여 제적 효율이 저하되는 단점이 있다. 따라서 고정 압력판은 주로 낮은 압력에서 작동되는 펌프에서 채택되고 있다. 이에 반해 가동 압력판은 압력판 배면에 토출압을 유도하여 토출압의 증가에 따라 압력판의 적절한 변형을 유발시켜 로터와 압력판 사이의 틈새를 조정함으로써 토출 압력의 변화에 관계없이 거의 일정한 제적 효율을 얻을 수 있도록 하고 있다. 그러나 이러한 장점에도 불구하고 몇 가지 단점을 가지고 있다. 첫번째는 펌프가 무부하로 작동할 때 로터와 압력판 사이의 압력이 압력판 배면의 압력보다 높아져 압력판과 로터 사이의 틈새가 순간적으로 크질 가능성이 있다. 이를 방지하기 위하여 압력판의 배면에 예 하중용 스프링이 대부분의 배인 펌프에 장착되어 있다. 두번째는 압력판의 배면 압력이 너무 커질 경우 압력판의 변형이 과도하게 발생하여 로터와 압력판의 직접적인 접촉이 발생할 가능성이 있다. 이는 펌프의 소음 및 마모를 증가 시키게 된다. 따라서 압력판의 변형량을 예측하는 것은 펌프의 제작 시 최적의 초기 틈새를 결정하기 위해서 중요할 뿐 아니라 측판의 최적 두께를 결정하기 위해서도 중요하다. 그러나 저자들이

조사한 바에 의하면 캠 링의 변형[1]에 대한 연구를 제외하고는 압력판의 최적 설계의 관점에서 압력판의 변형 특성에 대한 연구 결과는 아직까지 발표되지 않고 있다. 따라서 본 논문에서는 압력판의 최적 설계를 위해서 압력판의 변형 특성에 대한 연구를 수행하고자 한다. 이를 위해 우선 펌프에서의 유량 평형식을 풀어 로터의 회전에 따라 압력판의 상부면에 작용하는 압력 변동을 구하고 이를 이용하여 최대 압력이 작용하는 회전 위치 및 그 때의 압력 조건을 결정하였다. 이는 유한 요소 해석을 위한 입력으로 사용된다. 압력 조건을 결정한 다음 유한 요소 해석을 통해 압력판의 변형 해석을 수행하였다.

따라서 본 연구는 앞서 언급한 과정을 통해 주어진 초기 틈새 내에서 압력판의 변형이 일어나도록 압력판을 설계하는 방향을 제시하는데 그 목적이 있다.

## 2. 이론 해석

### 2.1 작용하중 해석

Fig.1에는 본 연구의 해석 대상인 유압 배인 펌프의 개략도를 나타내었고 Fig.2에는 압력판의 개략도를 나타내었다. 압력판의 토출 포트 시작부에는 V형 그루브가 미세 가동되어 있는데 이는 토출측 챔버로부터 배인실로 유입되는 급격한 역류를 제어하여 완만한 압축이 일어나도록 하기 위한 것이다.[2,3,4,5] 자세한 위치, 각도 및

치수는 상업적 이유에 의해 밝힐 수 없음을 미리 밝히는 바이다.

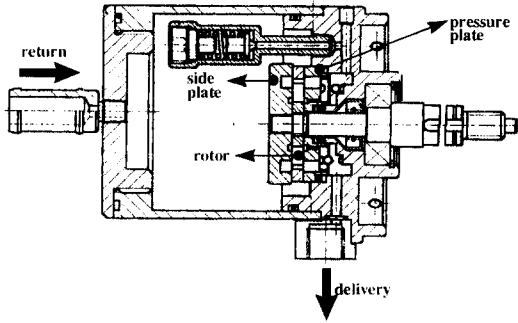


Fig.1 Schematic diagram of balanced type vane pump.

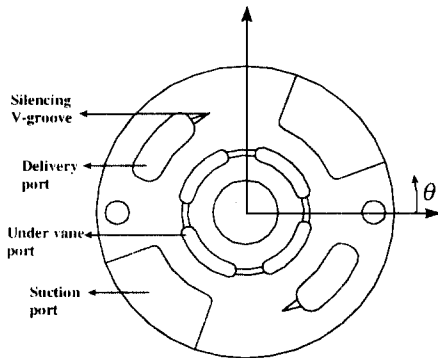


Fig.2 Layout of pressure plate.

Fig.3 은 압력판에 작용하는 압력의 개략도를 나타내었다. 해석의 편의를 위해 압력판을 네 개의 영역으로 구분하였다

영역 A는 베인실을 나타낸다. 베인실의 압력은 유량 평형식과 그루브를 통한 유체 관성 효과에 의한 유량 변동식을 이용하여 구할 수 있다.[3,4] 이는 다음과 같이 주어진다.

$$\frac{dP_p}{d\theta} = \frac{B_r}{V} \left( -\omega \frac{dV}{d\theta} + Q_d + Q_s + Q_l \right) \quad (1)$$

$$\dot{Q}_v = \left( \frac{\Delta P_p}{\rho} - \frac{\dot{Q}_v^2}{2C_v^2 A_1^2} \right) \int_{x_1}^{x_2} \frac{1}{a(x)} dx \quad (2)$$

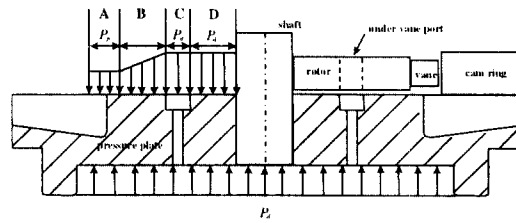


Fig.3 Pressure balance at pressure plate.

식 (1)에서  $Q_l$ 은 전체 누설 유량으로 베인 측면, 로터 측면, 로터 슬릿에서의 누설로 구성되어 있다. 베인 배압구에서 로터 중심을 향한 누설은 양단의 압력차가 없으므로 무시되며 본 연구에서는 베인 이간[6,7] 고려하지 않으므로 베인 선단을 통한 누설은 무시한다. 누설 유량에 대한 자세한 사항은 참고 문헌을 참조하기 바란다.[8] 베인실의 압력 변동은 식(1)과 (2)를 동시에 풀어서 얻을 수 있다.[3,4]

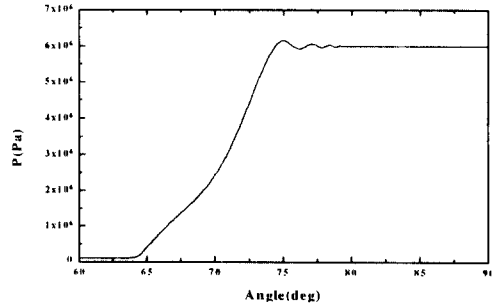


Fig.4 Example of compression chamber pressure variation. (1500RPM,  $P_u=6\text{Mpa}$ )

Fig.4 는 로터의 회전 위치에 따른 베인실의 압력 변동에 대한 해석 결과의 예를 나타내었다.

영역 B는 베인실과 베인 배압구 사이의 영역으로 이 부분은 로터에 의해 덮여있는 영역이다. 이 영역의 압력은 로터가 압력판과 평행하다는 가정하에서 베인실 압력과 배압구 압력 사이의 선형 압력으로 가정한다. 배압구 압력은 토출 압력과 동일하다. 영역 C는 베인 배압구 영역으로 이 영역의 압력은 토출 압력으로 가정한다. 영역 D는 베인 배압구와 로터 중심축까지의 영역으로 토출 압력으로 가정한다. 따라서 임의의 한 회전 위치에서 압력판에 작용하는 전체 하중은 각 영역에서의 압력의 적분에 의한 각 하중의 합으로 정의되며 이는 다음과 같이 표현된다.

$$F_r = \sum_{i=1}^n [F_{A_i}(\theta) + F_{B_i}(\theta)] + F_C + F_D \quad (3)$$

식 (3)에서 하 첨자 ‘i’ 는 베인의 수를 의미한다. 압력판 배면에 작용하는 하중은 토출 압력의 적분에 의해 다음과 같이 표현된다.

$$F_{ir} = \int_0^{2\pi} P_d \cdot dA \quad (4)$$

따라서 압력판 양 면의 하중 차이는 다음과 같이 주어진다.

$$\Delta F = F_r - F_{ir} \quad (5)$$

베인이 1 피치 회전하면 다시 원래의 위치로 돌아오므로 1 피치 회전 동안의 하중 변동을 구하면 전체 하중 변동을 이해할 수 있다. 베인 1 피치는 전체 회전 각도를 베인 수로 나눈 값이다

## 2.2 압력판 변형 해석

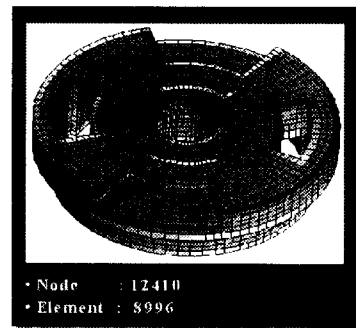
Fig.5 에는 압력판의 변형 해석을 위한 3 차원 유한 요소 해석 모델을 나타내었다. 해석 모델은 8996 개의 솔리드 요소로 구성되어 있으며 총 절점 개수는 12410 개이다

유한 요소 해석은 상용 유한 요소 해석 프로그램인 ABAQUES[9]를 이용하여 수행하였다.

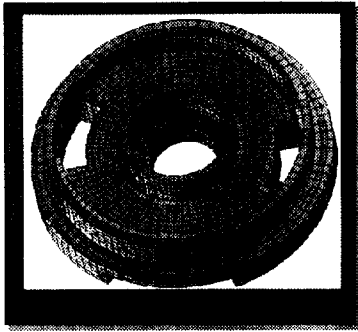
Table 1 에는 본 연구에 사용된 압력판의 재질인 소결재의 주요 물성치를 나타내었다.

Young's Modulus	120 Gpa
Poisson's Ratio	0.25

Table 1 Property of pressure plate material.



(a) front side



(b) rear side

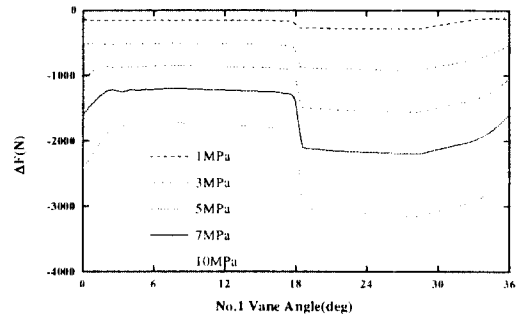
Fig.5 3-dimensional finite element model of pressure plate.

### 3. 해석 결과

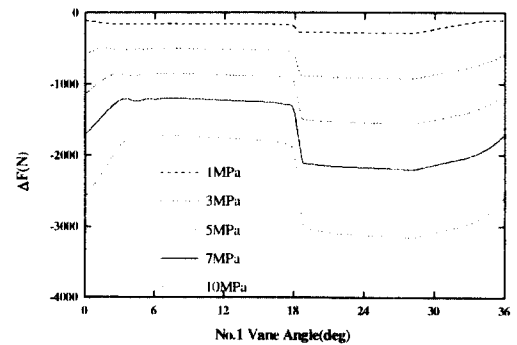
Fig.6 에는 로터의 각 회전 속도에서 토출 압력 변화에 따른 압력판 양단의 하중 차이의 변화 선도를 나타내었다. Fig.6 에서 수직 방향은 압력판 양단의 하중 차이를 나타내는 것으로 양의 값은 압력판 상부의 하중이 압력판 배면 하중보다 크다는 것을 의미한다. 회전 속도에 상관없이 하중차는 음의 값을 가짐을 알 수 있고 토출 압력이 증가할수록 그 차이는 커지고 있음을 알 수 있다. 이는 압력판 배면의 하중이 항상 상부보다 크다는 것을 의미한다.

회전 속도 변화가 하중 변동에 미치는 영향은 미약한 것으로 판단된다. 이는 Fig.7 을 통해 확인할 수 있다. 회전 속도 변화에 따른 하중 변동은 거의 일어나지 않고 있으며 다만 회전의 시작부와 끝부분에서만 약간의 차이가 발생함을 알 수 있다. 이는 로터의 회전 속도는 단지 압력

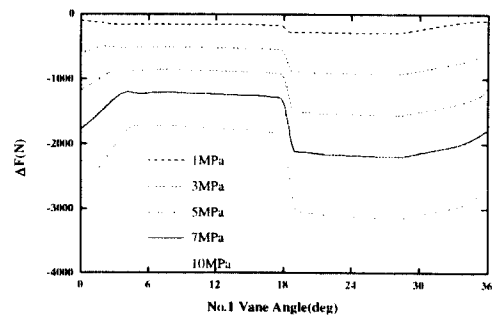
상승 과정에만 영향을 미칠 뿐 최대 압력 변동에 미치는 영향은 적기 때문으로 저자들의 앞선 연구를 통해 밝혀진 바 있다.[10]



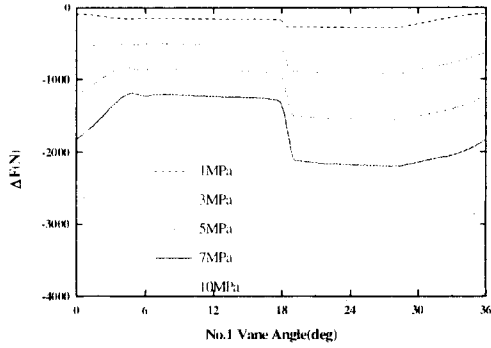
(a) 1000 RPM



(b) 1500 RPM



(b) 2000 RPM



(d) 2500 RPM

Fig.6 Variations of acting force on the pressure plate for rotational speed.

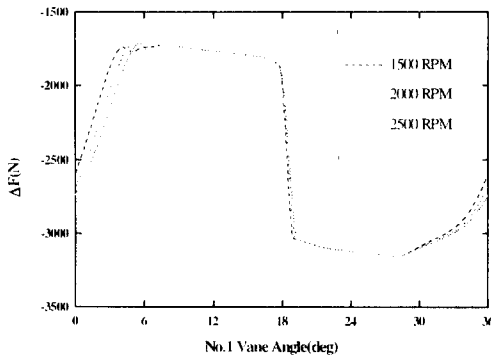
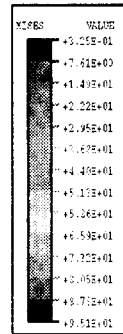


Fig.7 Variations of acting force for various rotational speeds. ( $P_{in} = 10 \text{ Mpa}$ )

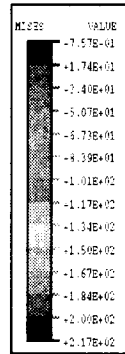
한편 이러한 하중 변동에 대한 해석을 통해 최대 하중 차이가 발생하는 지점이 로터의 회전 각도 약  $28^\circ$  지점이라는 것을 확인 할 수 있었다. 따라서 압력판의 변형 해석은 이 지점을 중심으로 수행하였다. 만약 펌프의 크기 등이 바뀌는 경우에는 위와 같은 과정을 통해 최대 하중의 크기 및 위치 그리고 그 때의 각 위치에서의 하중 조건을 결정할 수 있다.

Fig.8 에는 토출 압력에 따른 응력 해석 결

과를 나타내었다. 최대 응력은 캠 링과 접촉하는 토출 포트에서 발생함을 알 수 있고 토출 압력이 증가할수록 최대 응력은 증가하고 있다.

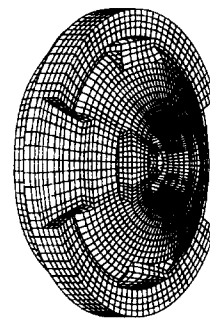


(a)  $P_{in} = 3 \text{ Mpa}$

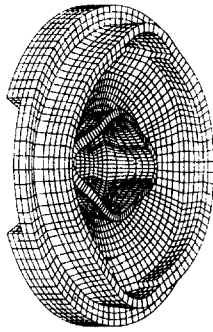


(b)  $P_{in} = 10 \text{ Mpa}$

Fig.8 Stress distribution of pressure plate.



(a) front side



(b) rear side

Fig.9 Deformation of pressure plate

Fig.9 에는 압력판의 변형 형상에 대한 해석 결과를 나타내었다. 최대 변형은 압력판의 중심 영역에서 발생함을 알 수 있다.

Fig.10 에는 최대 변형이 발생하는 영역의 각 절점에서의 최대 변형량을 토출 압력의 함수로 나타내었다. 각 토출 압력에서 각 절점의 최대 변형량은 거의 동일한 값을 가짐을 알 수 있고 토출 압력이 증가함에 따라 최대 변형량은 거의 선형적으로 증가하는 경향을 보이고 있다. Fig.11 에는 각 노드의 위치를 나타내었다.

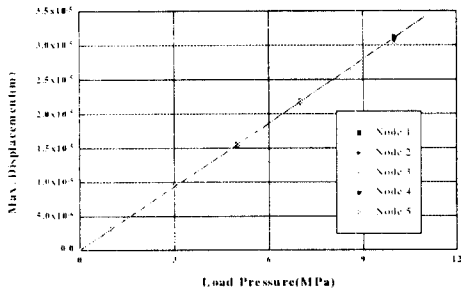


Fig. 10 Maximum displacement of deformation for various node points as a function of load pressures.

Fig.10 의 결과를 통해서 두 가지 사실을 확인 할 수 있다. 첫째는 토출 압력이 증가하면서 압력판의 변형량이 증가하므로 사용 토출 압력에 따라 틈새를 조절하여 누설 유량을 조절함으로써 제적 효율을 유지할 수 있다는 가동 압력판의 기능을 확인 할 수 있다.

둘 째는 본 연구의 해석 대상 펌프의 경우 사용 토출 압력이 10MPa 일 경우 로터와 압력판의 초기 틈새를 30μm 이상으로 설정하여야 만 전 토출 압력을 통하여 압력판과 로터의 금속 접촉 없이 안전한 작동을 보장할 수 있다는 사실이다. 만약 본 해석 대상 펌프의 초기 틈새가 20μm 으로 설정되어 있다면 사용 토출 압력의 한계는 5MPa 로 제한되어야만 한다는 것이다. 그렇지 않을 경우 로터와 압력판의 직접 접촉에 따른 마모 및 소음 등이 심할 것으로 생각된다..

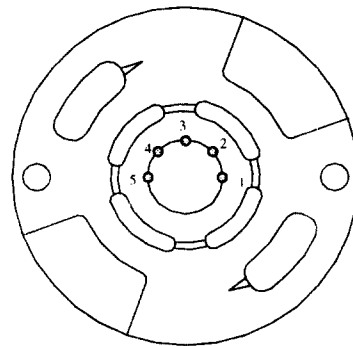


Fig. 11 Position of node point.

이상과 같은 연구를 통해 압력판의 변형량을 예측함으로써 사용 압력에 따른 최적의 틈새를 결정할 수 있을 뿐 아니라,

주어진 초기 틱새 내에서 압력판의 변형을 유도할 수 있는 압력판의 형상 및 최적 두께 등을 결정할 수 있다.

#### 4. 결 론

본 논문은 압력 평형형 유압 베인 펌프의 가동 압력판(moving pressure plate)의 변형 특성에 대하여 고찰하였다. 압력판에 작용하는 하중에 대한 규명을 통하여 최대 하중이 발생하는 위치 및 그 때의 압력 조건을 규명하고 이를 유한 요소 해석에 이용하였다. 이를 통해 다음과 같은 결론을 얻을 수 있었다.

1. 가동 압력판은 토출 압력의 증가에 따라 압력판의 변형을 유도하여 누설을 조절함으로써 체적 효율을 유지하는 기능을 수행함을 확인하였다.
2. 압력판의 변형 해석을 통해 로터와 압력판의 초기 틱새를 결정할 수 있고, 또한 사용 토출 압력의 한계를 결정할 수 있음을 알 수 있었다.
3. 본 연구의 결과를 이용하면 압력판의 최적 형상 및 두께 등을 결정하는 데 유용할 것으로 판단된다.
4. 압력판의 변형이 누설 유량 등에 미치는 영향에 대한 해석적 접근이 시도되어야 할 것으로 생각되며 실험적 연구를 통한 검증이 이루어져야 할 것으로 생각된다.

#### 후 기

본 연구는 ‘공업기반기술개발’ 연구 과제의 일환으로 서울대학교 터보 동력 기계 연구센터와 만도 기계의 연구비 지원에 의해 수행되었습니다. 이에 관계자 여러분께 감사 드립니다.

#### 참고 문헌

1. Nagata, K., "Simulation of Internal Pressure in a Vane Pump with Consideration Given to the Effects of the Cam Ring Deformation," JHPS, Vol.26, No.6, pp811-917, 1994.
2. Seet, G. G. L., Penny, J. E. T., and Foster, K., "Application of a computer model in the design and development of a quiet vane pump," Proc. I. Mech. Eng., Vol. 199, No. B4, pp.247-253, 1990.
3. Watton, J., and Watkins, K., "The transient pressure characteristics of a positive displacement vane pump," Proc. I. Mech. Eng., Vol. 204, pp.269-275, 1990.
4. Cho, M. R., Han, D. C., et al., "A Study on the Pressure Rising Considered Fluid Inertial in the Notch Area of Balanced Type Vane Pump," J. of KSTLE, Vol.13, No.1, pp.14-20, 1997.
5. Kim, K. D., Cho, M. R., Han, D. C., Choi, S. H., and Moon, H. J., "A Study on the Role of Notch and Radius Reduction Ratio in the Balanced Type Vane Pump," J. of KSPE, Vol.15, No.1, pp87-93, 1998.
6. Moon, H. J., Cho, M. R., and Han, D. C., "Vane Tip Detachment in a Positive



Displacement Vane Pump,” 25th KSTLE Conference. 1997.

7. Cho, M. R., and Han, D. C., 1998, “Vane Tip Detachment in a Positive Displacement Vane Pump,” KSME International Journal, being print.

8. Dickinson, A. L., Edge, K. A., and Johnston, D. N., “Measurement and Prediction of Power Steering Vane Pump Fluidborne Noise,” SAE931294, pp.267-275, 1993.

9. ABAQUES USER'S MANUAL, Ver. 5.4, 1994.

10. Cho, M. R., Han, D. C., et al, “A Study on the Compression Process of Balanced Type Vane Pump for Electro-Hydraulic Power Steering,” J. of KSAE, Vol.4, No.5, 1996.

- $P_p$  : pumping chamber pressure
- $P_s$  : suction pressure
- $Q_d$  : delivery flow
- $Q_x, \dot{Q}_x$  : flow and flow variation through the groove
- $Q_l$  : total leakage flow
- $Q_i$  : inlet flow
- $V$  : pumping chamber volume
- $x_1, x_2$  : position of vane and end of the fluid jet
- $\Delta F$  : difference of acting force on both side of plate
- $\theta$  : angular position of vane
- $\omega$  : rotational speed

## 기호 설명

- $A_i$  : orifice area at vane position  $x_i$
- $a(x)$  : groove orifice area at vane position  $x$
- $B_r$  : bulk modulus of working fluid
- $C_x$  : orifice flow coefficient
- $F_{A-F}$  : acting force on pressure plate at each area
- $F_f$  : total acting force on the front side of pressure plate
- $F_r$  : acting force on the rear side of the pressure plate
- $n$  : number of vane
- $P_d$  : delivery pressure